

В. М. Гурський, І. В. Кузьо

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра механіки та автоматизації машинобудування

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ З ТРЬОМА СТУПЕНЯМИ ВІЛЬНОСТІ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ЇЇ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

© Гурський В. М., Кузьо І. В., 2017

Визначено кінематичні характеристики механічної системи зі трьома ступенями вільності на основі імітаційного моделювання динаміки руху. Враховано під час моделювання дійсні масово-інерційні характеристики атракціону та тертя в шарнірах. Встановлено динамічні особливості функціонування атракціону за умови реалізації постійної номінальної швидкості обертання привідного кільця та крутного моменту. Задовільна робота атракціону можлива за умови підтримки відповідної швидкості обертання привідного кільця та за використання обгінної муфти. Визначено рушійні характеристики приводу та технічні параметри обгінної муфти для забезпечення відповідних кінематичних характеристик.

Ключові слова: атракціон, гіроскоп, обгінна муфта, динамічний момент, три ступені вільності.

V. Gursky, I. Kuzio

ENSURE OF EFFICIENCY OF THE 3-DOF MECHANICAL SYSTEM BY SIMULATION

Kinematics characteristics of the mechanical system with 3-DOF by the simulation of the forced dynamics are determined. The basis of attraction is a gyroscope structure. A valid mass-inertia characteristics of the ride and rolling friction in the joints taken into account during the simulation. Set the dynamic characteristics of amusement subject to the implementation of a constant nominal speed of rotation of the drive ring and torque. Satisfactory performance ride possible while maintaining the appropriate speed of rotation of the drive ring and the use of overrunning clutches. A forced characteristic of the driver and technical parameters of the overrunning clutch to provide the appropriate kinematic characteristics was determined.

Keywords: attraction, gyroscope, overrunning coupling (clutch), the dynamic torque, 3-DOF.

Вступ. Механічні системи з використанням гіроскопічних ефектів мають важливе практичне значення, проте визначаються складними динамічними процесами [1–4]. Конструктивні особливості таких систем спрямовані на реалізацію рухів у різних площинах, із забезпеченням 2-х та більше ступенів вільності [6–10]. Найбільшого вжитку отримали системи із 3-ма ступенями вільності [7–9]. Сфери їх застосування пов'язані з засобами навігації та стабілізації руху. Для динамічної стабілізації [11] положення виконавчої частини гіроскопа застосовують керуючі системи приводів усіма осями обертання [7–10].

Конструктивними рішеннями, запозиченими у гіроскопічних систем за їхнім структурним компонуванням, наділені механічні розважальні комплекси. Саме аналізу систем, які використовують як розважальні засоби, слід приділяти особливу увагу як на рівні проектування, так і під час експлуатації та обслуговування.

Встановлення проблеми та постановка задачі. Об'єктом дослідження в статті є функціонування механічної системи атракціону із трьома ступенями вільності та з одним керуючим приводом. Атракціон¹ (рис. 1, а) виконано як збірну конструкцію. Виконавчою частиною системи є кільця 1–3, що встановлені коаксіально відносно спільного геометричного центра на підшипникових вузлах 4. На внутрішньому кільці 1 встановлено два посадочні крісла. Мотор-редуктор 7 приводить у рух зовнішнє кільце 3. Внутрішнє кільце 1 здійснює складний рух, що є наслідком обертань двох інших кілець. Характер руху залежить від розподілу маси пасажирів, швидкості обертання і положення (швидкості) середнього 2 й зовнішнього 3 кілець. Зварна рама слугує для базування атракціону на опорну поверхню, а також для кріплення опорними шарнірами зовнішнього кільця, мотор-редуктора і шафи керування. Між мотор-редуктором 7 та зовнішнім кільцем 3 встановлено муфту 8. Система характеризується 3-ма ступенями вільності (рис. 1, б), позначеними для відповідних тіл обертання у вигляді миттєвих кутів повороту j_1, j_2 та j_3 .

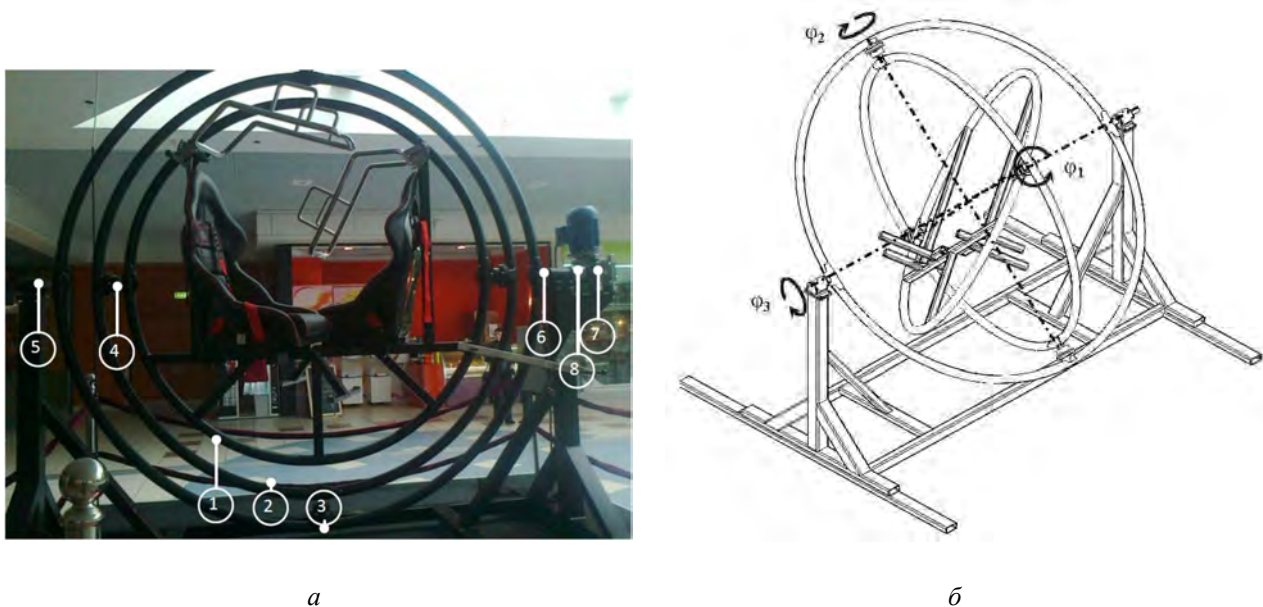


Рис. 1. Механічна система атракціону: а – загальний вигляд; б – системи координат

Масово-інерційні характеристики наведено в таблиці.

Інерційні характеристики тіл обертання атракціону

Кільце	Координата	Маса, [кг]	Тензор інерції, [кг · м ²]
внутрішнє	φ_1	72,21	$\begin{bmatrix} 18,4 & -0,61 & 0 \\ -0,61 & 43,11 & 0 \\ 0 & 0 & 25,72 \end{bmatrix}$
середнє	φ_2	46,98	$\begin{bmatrix} 31,07 & 0 & 0 \\ 0 & 56,26 & 0 \\ 0 & 0 & 24,24 \end{bmatrix}$
зовнішнє	φ_3	52,97	$\begin{bmatrix} 46,97 & 0 & 0 \\ 0 & 82,37 & 0 \\ 0 & 0 & 35,44 \end{bmatrix}$

Вказані в таблиці значення інерційних параметрів використовуватимуться під час подальшого моделювання руху системи. Значення моментів інерції відносно осей обертання є високими, а тому прогнозують складну динаміку системи, що полягатиме у впливі руху кожної окремої ступені на іншій та на привід. У такій системі прояв гіроскопічних ефектів буде значним, що визначатиме її працездатність взагалі.

¹ <http://xdkino.com/fivenews.html>

Задачею в цій статті є аналіз кінематичних і динамічних характеристик складного руху механічної системи з 3-ма ступенями вільності та одним електромеханічним приводом за різних умов його функціонування. За результатами аналізу слід забезпечити працездатність системи відповідними умовами роботи приводу.

Виклад основного матеріалу. Отримання основних кінематичних характеристик. Моделювання динаміки атракціону виконано за допомогою модуля “Dynamic Simulation” з врахуванням реальних масово-інерційних характеристик (див. табл.) та тертя кочення в шарнірах. Рух системи може бути забезпечений двома шляхами:

- 1) у вигляді закладення відповідної кінематичної характеристики;
- 2) рушійним моментом (силою), прикладеною до зовнішнього кільця.

Спочатку аналізується рух із закладенням сталої швидкості обертання зовнішнього кільця. Для цього встановлюють початкові умови: $\varphi_1(0) = 0$, $\varphi_2(0) = 0$, $\varphi_3(0) = 0$, $\dot{\varphi}_1(0) = 0$, $\dot{\varphi}_2(0) = 0$, $\dot{\varphi}_3(0) = \omega_3 = 30 \text{ deg/s}$. У процесі моделювання отримано миттєві кінематичні та динамічні характеристики (рис. 2, 3), а також зусилля та моменти у шарнірах. Останні можуть бути використані для перевірного розрахунку опорних вузлів.

Аналізуючи дані графіків часового положення кілець, видно (рис. 2), що внутрішнє 1 та зовнішнє 3 кільця обертаються в одному напрямку відносно власних осей обертання.

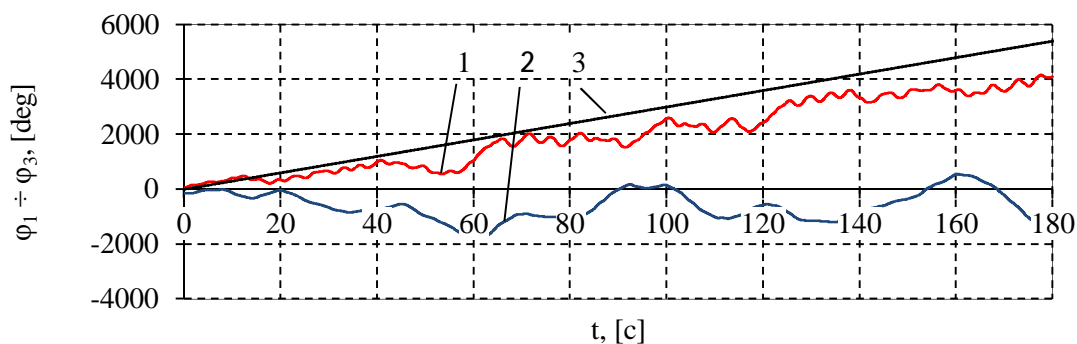


Рис. 2. Миттєві положення кілець під час процесу симуляції з постійною швидкістю обертання зовнішнього кільця

Результуючі значення миттєвої кутової швидкості та пришвидження (рис. 3) мають складний знакозмінний характер як для внутрішнього 1, так і середнього 2 кілець. Ознакою прояву гіроскопічних ефектів є значне зростання швидкості обертання внутрішнього 1 та середнього 2 кілець (до 10 разів) відносно швидкості зовнішнього кільця 3. Збільшення динамічних характеристик відбувається від зовнішнього до внутрішнього кільця, що достатньо ілюструють графіки пришвидшень.

Динамічний момент відносно осі обертання зовнішнього кільця M_p тотожний рушійному моменту. Отримана на рис. 4 залежність має аперіодичний знакозмінний характер. Максимальне значення моменту $M_{p(max)} = 321 \text{ Нм}$, мінімальне $M_{p(min)} = -325 \text{ Нм}$ забезпечують закладену сталу швидкість обертання зовнішнього кільця. Для керування системою використовують частотний перетворювач, що здатний реалізувати відповідний закон обертання з підтримкою номінального для даного типу двигуна крутного моменту на валу. Отже, номінальне значення рушійного моменту повинно становити більше ніж 325 Нм . Вибирають привід у вигляді мотор-редуктора. Для приводу системи застосовано мотор-редуктор з номінальним крутним моментом у 340 Нм із потужністю $1,5 \text{ кВт}$.

Забезпечити отриману знакозмінну неперіодичну характеристику рушійного моменту практично неможливо. Суть її полягає в тому, що в додатній області мотор-редуктор виконує функцію приводу, у від'ємній – гальма. Відслідкувати та реалізувати закладений характер

гальмівного моменту є доволі коштовним та певною мірою недоцільним підходом. Реалізація раптового короткочасного (імпульсного) гальмування за рахунок можливостей самого двигуна не є можливою. При цьому, працюючи в режимі підтримки закладеної швидкості обертання виникають такі проблеми, що супроводжують функціонування системи:

1) перевантаження двигуна, що працює за жорсткою керуючою програмою частотника внаслідок переходу двигуна в генераторний режим. Внаслідок перевантаження мотор-редуктора частотник відмикається з можливістю повторного вмикання через деякий час (до 10 с). За цей час система практично зупиняється, що є незадовільним для практичного її використання.

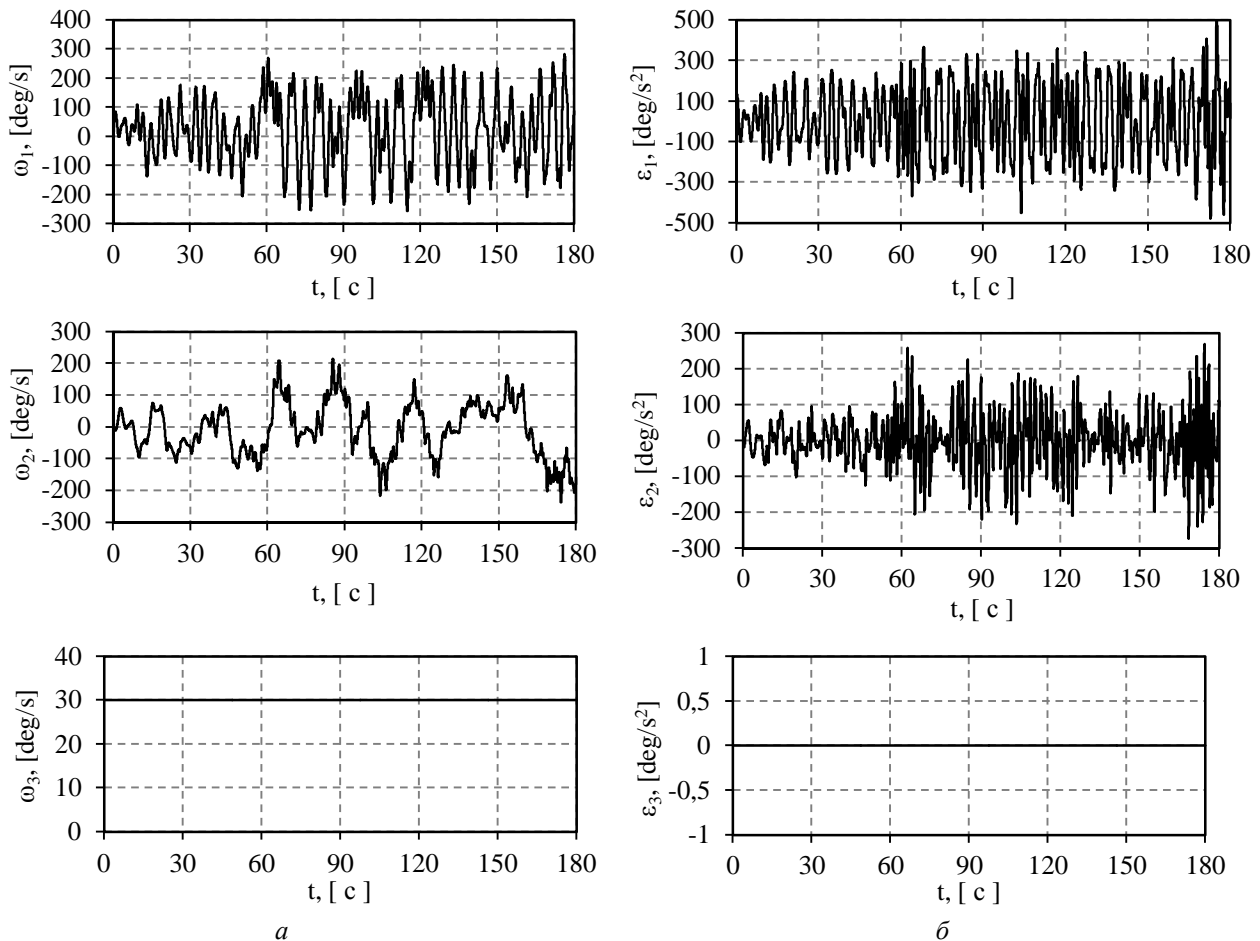


Рис. 3. Миттєві швидкості та пришвидження кілець під час процесу симуляції

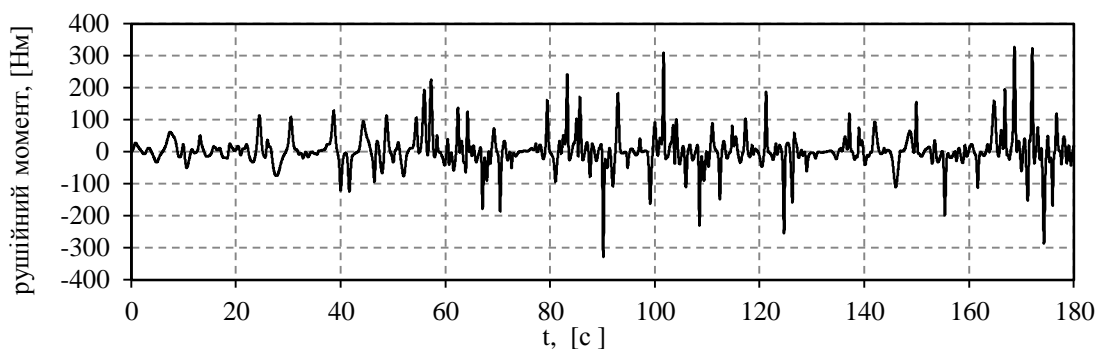


Рис. 4. Часова залежність рушійного моменту зовнішнього кільця

2) неможливість достатньо контролювати процесом, особливо рухом внутрішнього кільця, внаслідок наявності одного керуючого двигуна на зовнішньому кільці. Задача синтезу відповідного закону руху внутрішнього кільця в такому варіанті є технічно неможливою, навіть за наявності систем зворотного зв'язку.

Тому для забезпечення працездатності насамперед приводу слід шукати інших варіантів, зокрема позбавлення жорсткого кінематичного зв'язку між зовнішнім кільцем та двигуном у моменти перевантаження останнього.

Іншим варіантом можливості функціонування системи є рух за номінальним (постійним) крутним моментом двигуна, використовуючи отриману моментну характеристику з попереднього дослідження. Рух систем забезпечено крутним моментом величиною 340 Нм прикладеного до зовнішнього кільця. Результати симуляції відповідно до натурних випробовувань підтвердили факт швидкого нарощення швидкості обертання зовнішнього кільця. При цьому внутрішні 1 та середнє 2 кільця займають положення у одній площині, перпендикулярній до площини зовнішнього кільця (рис. 5, 6) та перестають обертатися відносно власних осей. Такий режим взагалі неприпустимий з погляду функціонування системи, оскільки швидке нарощування швидкості обертання спричиняє нестійкий і небезпечний режим, неконтрольовано зростають динамічні навантаження, що призведуть до руйнування системи.

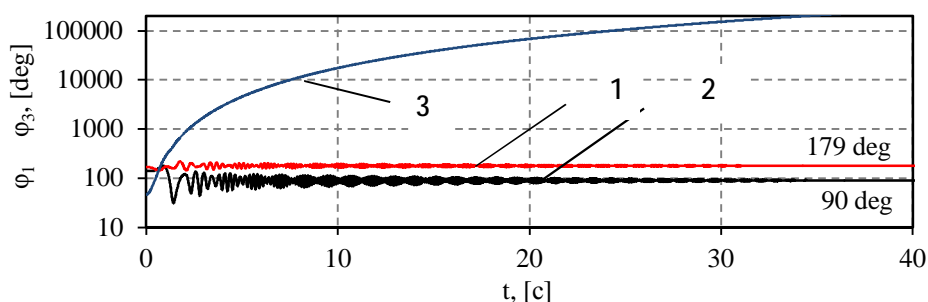


Рис. 5. Миттєві положення кілець під час процесу симуляції з постійним рушійним моментом на зовнішньому кільці

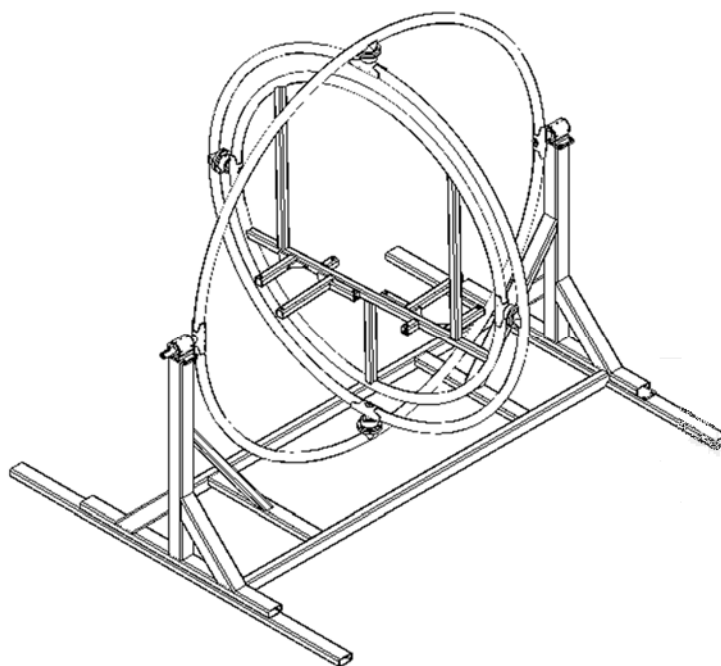


Рис. 6. Положення кілець атракціону під час процедури імітаційного моделювання з постійним моментом на зовнішньому кільці ($M_3 = 340$ Нм)

Отримані результати вказують на те, що функціонування системи можливе за рахунок закладення відповідної швидкості обертання зовнішнього кільця. Проте, для усунення надлишкового моменту і перевантаження приводу потрібно вимикати у відповідні моменти часу електродвигун, або ж розривати кінематичний зв'язок між приводом та системою. Ці моменти часу, коли крутний момент набуває від'ємного значення, потрібно закладати в програмі частотника, що потребує додаткових дорогих систем контролю руху та зворотного зв'язку. Тому варіантом, що може забезпечити працездатність системи, є усунення передачі надлишкового динамічного моменту на двигун внаслідок механічного відслідковування моментів нарощення швидкості обертання ведучого кільця відносно номінальної (встановленої на частотнику у даний момент часу). Для цього доцільно використати між мотор-редуктором та привідним валом обгінну муфту. Користуючись рекомендаціями фірми “Stieber”², номінальне значення крутного моменту обгінної муфти визначають за формулою:

$$T_{KN} \geq T_{max} \times S_f,$$

приймаючи S_f – коефіцієнт експлуатації (service factor) для важких навантажень $S_f = 4$.

Оскільки частотний перетворювач працює в режимі відтворення заданої частоти обертання з підтримкою номінального крутного моменту двигуна, то відповідно $T_{max} = T_N = 340$ Нм (в іншому випадку рекомендують приймати $T_{max} = 2 \times T_N$). Номінальний крутний момент обгінної муфти повинен становити $T_{KN} = 1360$ Нм. Також з погляду зниження динамічних навантажень варто скористатися комбінованими рішеннями обгінної муфти з іншими типами муфт [12]. Звісно, доцільнішим рішенням з погляду вартості муфти є її встановлення між електродвигуном та редуктором. Проте значно зростає кількість включень муфти та потрібно додатково виконати перевірку на працездатність самої муфти.

Висновок. Результати представленої симуляції стали підтвердженням візуальних експериментальних спостережень та обґрунтуванням доцільності впроваджених конструкторських рішень на першому етапі. Зокрема виявлено і реалізовано можливість функціонування механічної системи атракціону в режимі забезпечення швидкості обертання привідного кільця. Наявний надлишковий момент, що спричиняє перевантаження приводу, керованого частотним перетворювачем вдалося усунути використанням обгінної муфти.

1. Павловский М. А. Теория гироскопов. – К.: Вища шк., 1986. 2. Ries, A., & Deppe, J. (2006). *Dynamical Multi-body Gyroscopic Motion Simulation. The Journal of Undergraduate Research*, 4(1), 4. 3. Shpachuk, V.P. (1994). *Analysis of features of the multi-coordinate vibration of three-dimensional objects. International Applied Mechanics International Applied Mechanics*, 30(1), 70–76. 4. Housner, G. W., & Hudson, D. E. (1980). *Applied mechanics dynamics. California Institute of Technology*. 5. Łacny, Ł. *Modelling of the dynamics of a gyroscope using artificial neural networks. Journal of Theoretical and Applied Mechanics*. – 2012. – 50(1). – 85–97. 6. Battezzato, A., Bracco, G., Giorcelli, E., & Mattiazzo, G. (2015). *Performance assessment of a 2 DOF gyroscopic wave energy converter. Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 53(1), 195–207. 7. Bredenkamp, A. F. L. *Development and Control of a 3-axis Stabilised Platform (Doctoral dissertation, University of Stellenbosch)*. – 2007. 8. Said, L., Sheng, L., Farouk, N., & Latifa, B. *Modeling, Design and Control of a Ship Carried 3 DOF Stabilized Platform. Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*. – 2012. – 4(19). – 3843–3851. 9. M. van Berkel. *Explicit solution of the ODEs describing the 3 DOF Control Moment Gyroscope. Traineeship report*. – 2008. 10. Bukai, E. (2013). *Modeling and control of a four-axis control moment gyroscope. Bachelor Thesis. Czech Technical University in Prague*. – 2013. 11. Filimonikhin, G. B., & Pirogov, V. V. (2005). *Stabilization of the rotation axis of a solid by coupled perfectly rigid bodies. International Applied Mechanics*. – 2005. – 41(8). – 937–943. 12. Orthwein, W. C. *Clutches and brakes: design and selection. CRC Press*. – 2004.

² www.stieber.de